Laboratoire d'Informatique pour la Mécanique et les Sciences de l'Ingénieur



LE FROID SOLAIRE

Partie 2

M. Pons

CNRS-LIMSI , Rue J. von Neumann,



BP133, 91403 Orsay Cedex

http://perso.limsi.fr/mpons/

Master 2 OMEBA

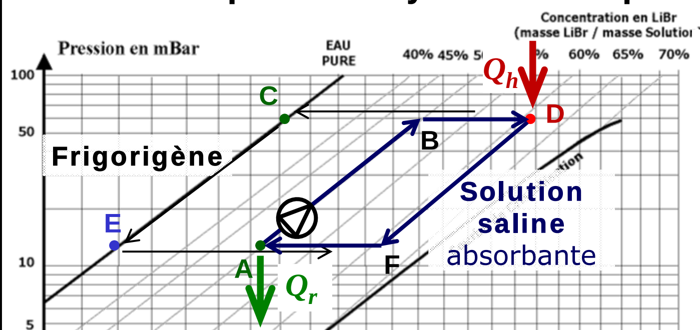
UPMC SORBONNE UNIVERSITÉS

Plan du deuxième cours

- RAPPELS RAPIDES
- BILANS D'ÉNERGIE, SUITE DU COURS No 1
- LE RAFRAICHISSEMENT PAR ÉVAPORATION, DIRECTE OU INDIRECTE
- <u>LE RAFRAÎCHISSEMENT PAR CYCLE DESSICCANT</u>
- HISTORIQUE ET RÉALITÉ DU FROID SOLAIRE
- SUBSTITUTION DU SOLAIRE À L'ÉLECTRICITÉ
- TENDANCES ACTUELLES
- CONCLUSIONS
- Annexes




Description du cycle à absorption liquide



ABDFA : Cycle de la solution saline.

[BD]CE[AF]AB : Cycle du frigorigène

AB : *solution LiBr+H_2O riche en eau, pauvre en sel*

DF : *solution LiBr+H_2O pauvre en eau, riche en sel*

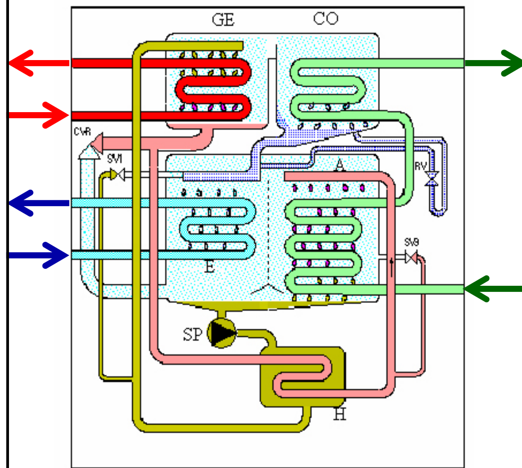
Pompe de circulation

<u>**ABD**</u> : **Chauffage** (Q_h) de la solution LiBr+H_2O, d'abord pour la **pressuriser** (isostère AB) puis pour **désorber** la vapeur (BD); **condensation en C.**

<u>**DFA**</u> : **Refroidissement** (Q_A) de la solution, d'abord pour la **dépressuriser** (isostère DF) puis pour **absorber** la vapeur (FA); **évaporation** en E.




Schéma machine Yazaki 35-100 kW_{fd}

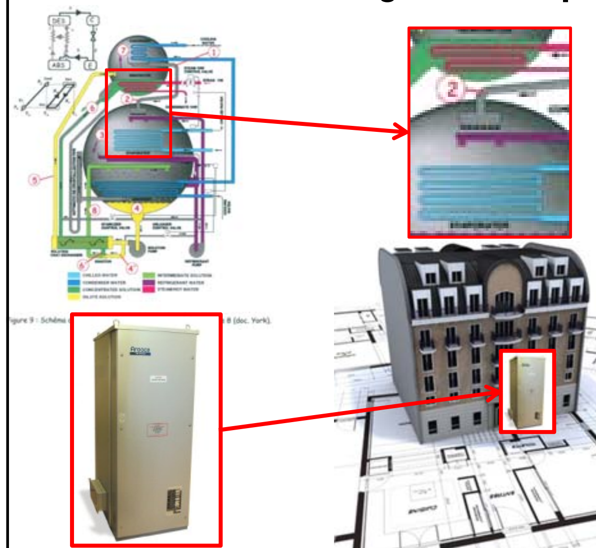


- GE : Générateur
- A : Absorbeur
- CO : Condenseur
- E : Évaporateur
- SP : Pompe de solution
- H : Échangeur de chaleur

- RV : vanne de réfrigérant
- SV : vanne électromagnétique




Une technologie aux aspects multiples



1. Analyse des transferts internes

Efficacité énergétique

2. Intégration dans un bâtiment




-

- RAPPELS
- BILANS D'ÉNERGIE, SUITE DU COURS No 1
- LE RAFRAICHISSEMENT PAR ÉVAPORATION, DIRECTE OU INDIRECTE
- LE RAFRAÎCHISSEMENT PAR CYCLE DESSICCANT
- HISTORIQUE ET RÉALITÉ DU FROID SOLAIRE
- SUBSTITUTION DU SOLAIRE À L'ÉLECTRICITÉ
- TENDANCES ACTUELLES
- CONCLUSIONS
- Annexes




- PRINCIPES GÉNÉRAUX DE LA RÉFRIGÉRATION, RAPPELS
- RÉFRIGÉRATION SOLAIRE : PRINCIPES GÉNÉRAUX, CAPTEURS SOLAIRES
- CYCLES ET MACHINES À SORPTION
  - Deux équilibres liquide-vapeur - Cycle à absorption liquide
  - Performances et intégration au bâtiment : calcul, dépendances, exercices
- SUITE EN JANVIER
- ANNEXES




Le cycle à absorption liquide : bilan de masse 2

Le *LiBr seul* ne s'accumule nulle part.

Conséquence : Le débit de *LiBr* traversant est le même en chaque point du cycle ABDF.

P.ex. débit LiBr en A = débit LiBr en D.

C'est la masse de *LiBr*(seul) qui est prise comme référence :
Les quantités d'eau sont rapportées à la masse unitaire de LiBr, d'où la définition de la concentration via la Masse d'eau par unité de masse de sel (LiBr), notée ***w*** [en kg_H_2O par kg_LiBr] :

$w = (1-x)/x$ Avec ***x*** = Concentration en LiBr (masse LiBr / masse solution),

D'où la masse d'eau cyclée [par kg de LiBr circulant] dans le condenseur C et l'évaporateur E : .... $\Delta w = w_A - w_D$

Le cycle à absorption liquide : bilans de chaleur
1. Froid produit (flux de chaleur extrait par l'évaporateur)

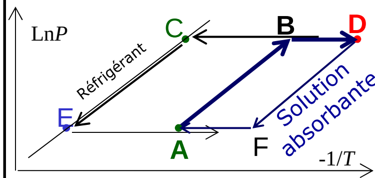
Connaissant le débit d'eau aux condenseur & évaporateur, $\dot{m}_s.\Delta w$, calcul de la **puissance frigorifique produite à l'évaporateur**

Réfrigérant : Quel état initial à sortie du condenseur = ?
Quel état final à sortie de l'évaporateur = ?
Quelle méthode pour le calcul énergétique ??
{enthalpie = fonction d'état}, donc deux étapes :

1. Refroidissement de l'eau liquide de T_c à T_e (chaleur sensible) : ... $\dot{q}_{ce} = \dot{m}_s.\Delta w.\ c_{p_{lw}}.(T_e - T_c)$; < 0
2. Évaporation à T_e : .... $\dot{q}_e = \dot{m}_s.\Delta w\ .L_{evap}(T_e)$; > 0

Total = $\dot{q}_E = \dot{q}_{ce} + \dot{q}_e$; > 0

Le cycle à absorption liquide : bilans de chaleur
2. Chaleur fournie par la source chaude (1)



Connaissant le débit de *solution* sortant de l'absorbeur et les points A, D, C, E, calcul de la **puissance thermique fournie par la source chaude** (reçue par la solution entre ? et ?)

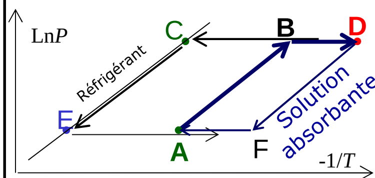
$$\dot m_{sol,_} = \dot m_s / x_ = \dot m_s.(1+w_)$$

Deux étapes : ? -> ? et ? -> ?

1. **Phase isostérique** -> compositions x et w constantes, pas de changement de phase, débit de solution constant.
   La chaleur reçue se transforme uniquement en chaleur sensible (augmentation de température).

$$\dot q_{h1} = \int_{_}^{_} \dot m_{sol}.dh = \dot m_s.(1+w_A).\int_{_}^{_} c_{p_{sol}(w_A,T)}.dT = \dot m_s.(1+w_A).\overline{c_{p_{solAB}}}.(T_B - T_A)$$

Le cycle à absorption liquide : bilans de chaleur
2. Chaleur fournie par la source chaude (2)



Connaissant le débit de *solution* sortant de l'absorbeur et les points A, D, C, E, calcul de la **puissance thermique fournie par la source chaude** (reçue par la solution entre ? et ?)

Étape 2

2. **Phase isobare** -> Augmentation de température,
   Compositions : x croît, w décroît, de l'eau est désorbée ; le débit de solution décroît : chaleur sensible **ET** chaleur latente (cf. pl 44).

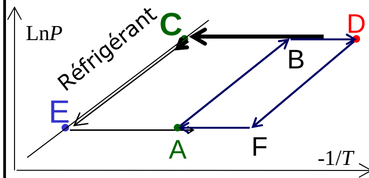
$$\dot q_{h2} = \int_{_}^{_} \left(\dot m_{sol}.c_{p_{sol}(w,T)}.dT + \Delta H.d\dot m_{sol}\right) = \int_{_}^{_} \dot m_s.(1+w).\overline{c_{p_{solBD}}}.dT + \int_{_}^{_} \Delta H.d[\dot m_s.(1+w)]$$

$$\dot q_{h2} = \dot m_s.(1+\overline{w_{BD}}).\overline{c_{p_{solBD}}}.(T_D - T_B) + \overline{\Delta H}.\dot m_s.(w_D - w_B) \qquad \Delta H.(w_D - w_B) > 0$$

3. **-> Addition :** $\dot q_H = \dot q_{h1} + \dot q_{h2}$

$$COP = \dot q_E / \dot q_H$$

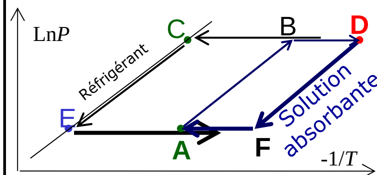
Le cycle à absorption liquide : bilans de chaleur
3. Chaleur échangée par le condenseur



Connaissant le débit de *solution* sortant de l'absorbeur et les points A, D, C, E, calcul de la **puissance thermique échangée au condenseur.**

$$\dot{q}_C$$

4. Chaleur rejetée par l'absorbeur



Connaissant le débit de *solution* sortant de l'absorbeur et les points A, D, C, E, calcul de la **puissance thermique rejetée par l'absorbeur à la source à température intermédiaire**

$$\dot{q}_A$$

- Voir les équations en annexe.

Bilan d'énergie
en régime stationnaire

- Bilan premier principe
en tenant compte de l'énergie mécanique apportée par le circulateur de solution :

$$\dot{q}_E + \dot{q}_H + \dot{q}_C + \dot{q}_A + \dot{w}_p = 0$$

- w_p (consommation du circulateur de solution)
est nettement plus faible que les différents flux de chaleur q_j, en particulier quand le réfrigérant est de l'eau.

$$COP = \dot{q}_E / \dot{q}_H$$

Quelques exemples de COP

Sources de chaleur à 85, 35 et 5°C

- COP cycle simple-effet sans récupération : 0,67
- *COP cycle simple-effet avec récupération : 0,8*

Sources de chaleur à 60, 25 et 5°C

- COP cycle simple effet avec récupération : 0,87

Sources de chaleur à 100, 30 et 5°C

- COP cycle simple effet avec récupération : 0,86





Intégration dans un bâtiment

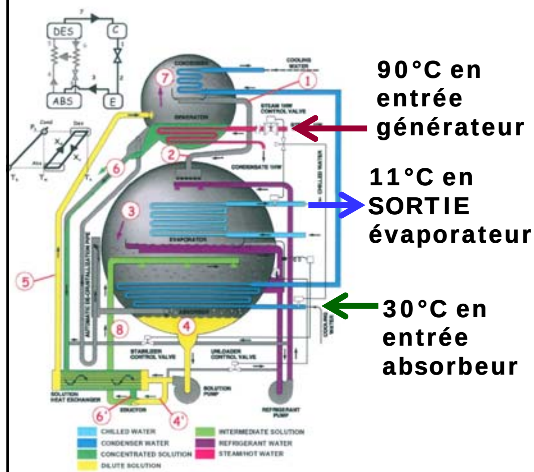


- Apport de chaleur par capteurs solaires
- Refroidissement par air extérieur via une tour de refroidissement, sèche ou humide
- Froid distribué via un circuit d'eau froide
  - dans des ventilo-convecteurs
  - ou dans une gaine de ventilation (HX eau-air)
- Possibilité de stockages, chaud ou froid





Variations autour du fonctionnement nominal (données constructeur).



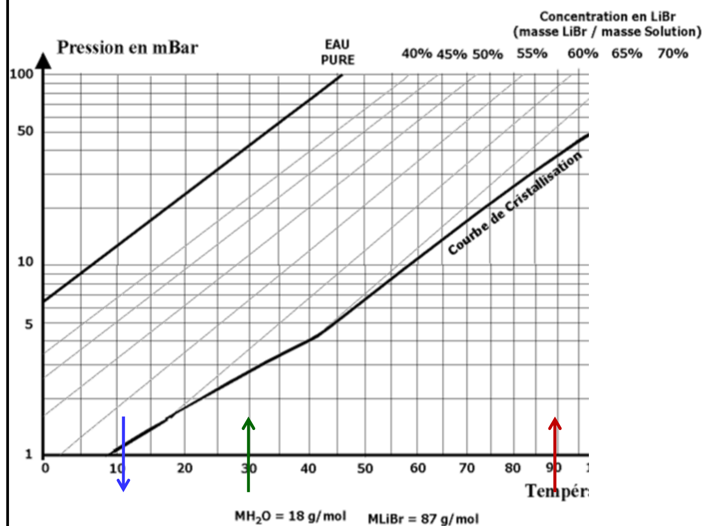
90°C en entrée générateur

11°C en SORTIE évaporateur

30°C en entrée absorbeur

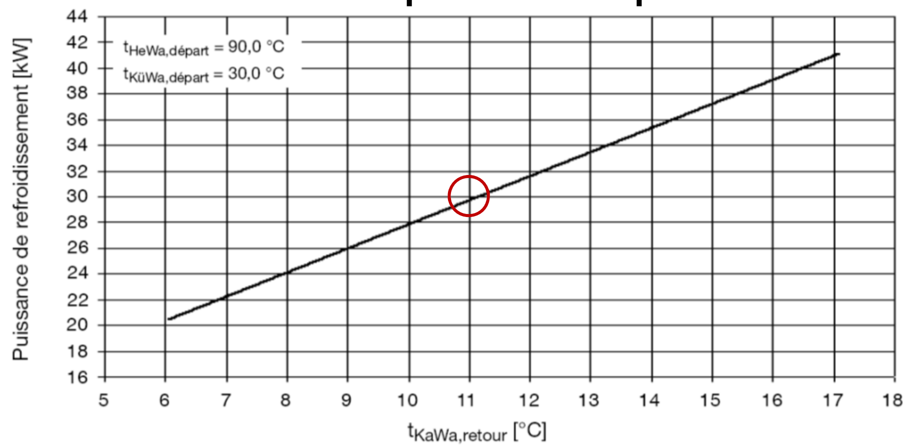
- Températures de référence : 11, 30 et 90°C.
- Puissance frigorifique nominale : 30 kW.

Cycle nominal [11_{out}, 30_{in}, 90_{in}°C, 30 kW]



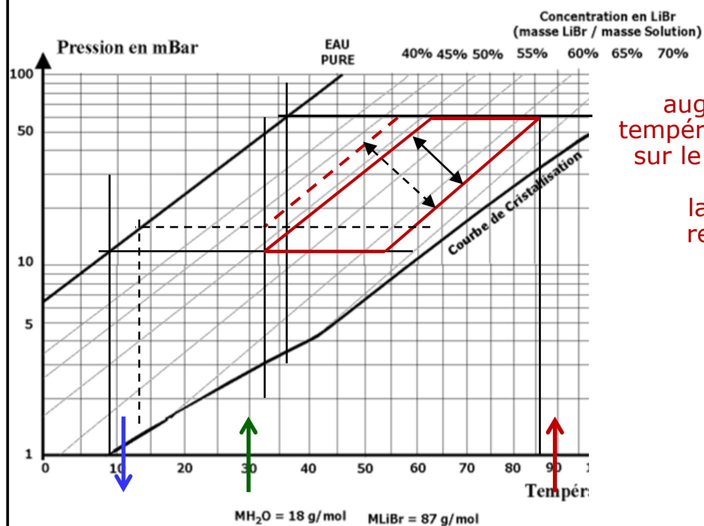
MH_2O = 18 g/mol MLiBr = 87 g/mol

Effet de la température évaporateur



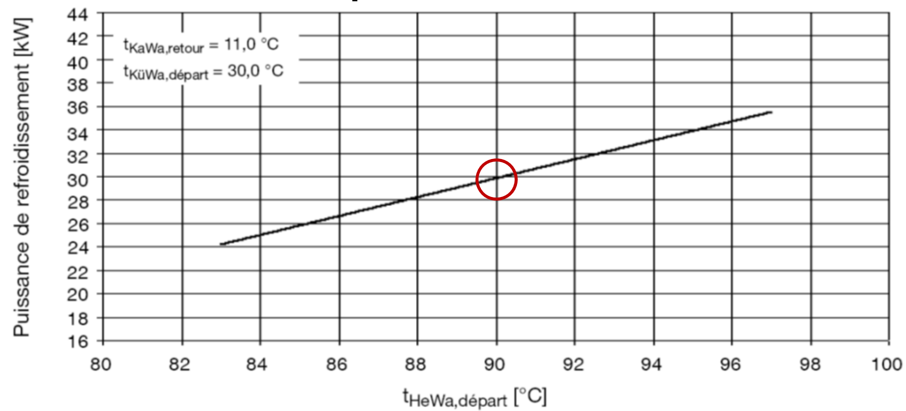
- Cycle nominal : 11°C, 30°C, 90°C.
- Puissance de refroidissement en fonction de température sortie échangeur évaporateur.

Représentation dans diagramme de Clapeyron



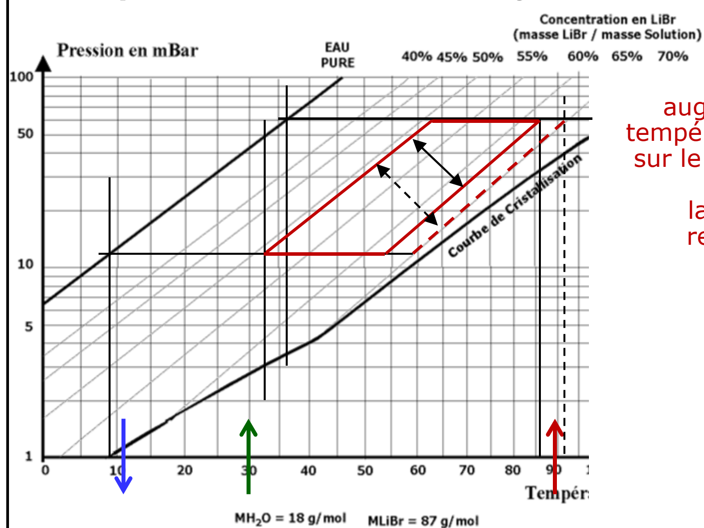
Effet d'une augmentation de la température **évaporateur** sur le débit d'eau cyclée et donc sur la puissance de refroidissement

Effet de la température de source chaude



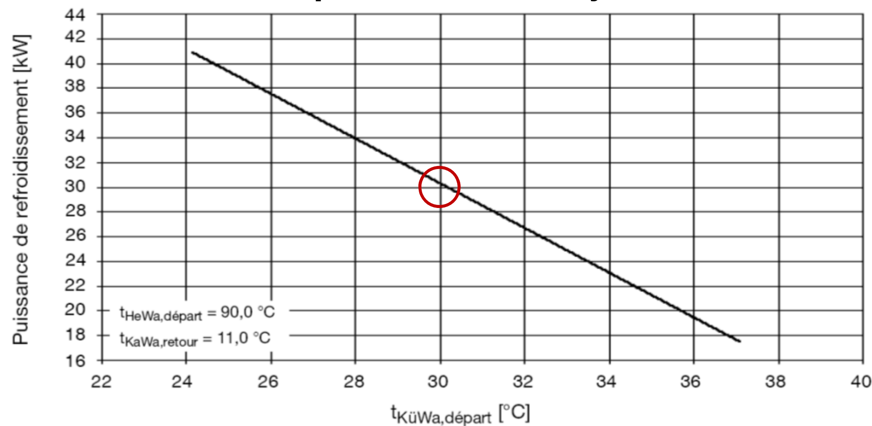
- Cycle nominal : 11°C, 30°C, 90°C.
- Puissance de refroidissement en fonction de température entrée échangeur générateur.

Représentation dans diagramme de Clapeyron



Effet d'une augmentation de la température **générateur** sur le débit d'eau cyclée et donc sur la puissance de refroidissement

Effet de la température des rejets de chaleur

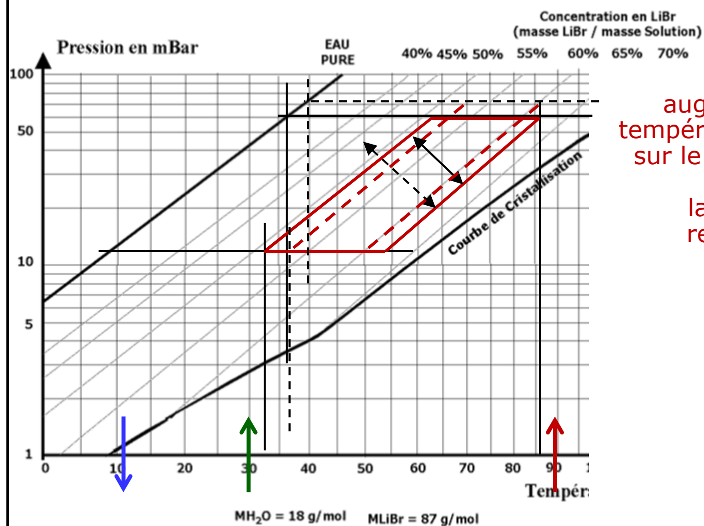


- Cycle nominal : 11°C, 30°C, 90°C.
- Puissance de refroidissement en fonction de température entrée échangeur absorbeur.





Représentation dans diagramme de Clapeyron



Effet d'une augmentation de la température **évaporateur** sur le débit d'eau cyclée et donc sur la puissance de refroidissement





Exercice

- À partir du fonctionnement nominal, comment compenser une augmentation de +4°C de la température extérieure en gardant la même puissance de refroidissement …

1. … en variant la température de l'évaporateur : quelle nouvelle valeur ?
2. … ou bien en variant la température du générateur : quelle nouvelle valeur ?
3. … ou encore en variant ces deux températures de la même quantité : quelles nouvelles valeurs ?

- Avec ce que vous savez de l'énergétique des capteurs solaire et de l'énergétique des bâtiments, la compensation du cas No 3 est-elle cohérente ? Pourquoi ?




-

- RAPPELS
- BILANS D'ÉNERGIE, SUITE DU COURS No 1
- LE RAFRAICHISSEMENT PAR ÉVAPORATION, DIRECTE OU INDIRECTE
- LE RAFRAÎCHISSEMENT PAR CYCLE DESSICCANT
- HISTORIQUE ET RÉALITÉ DU FROID SOLAIRE
- SUBSTITUTION DU SOLAIRE À L'ÉLECTRICITÉ
- TENDANCES ACTUELLES
- CONCLUSIONS
- Annexes




L’air non-saturé

- Qu’est-ce que “l’air non-saturé” ?
- Combien de degrés de liberté (règle des phases) ? Lesquels ?
- Y a-t-il des limites aux choix possibles ?
- Pression partielle vapeur d’eau

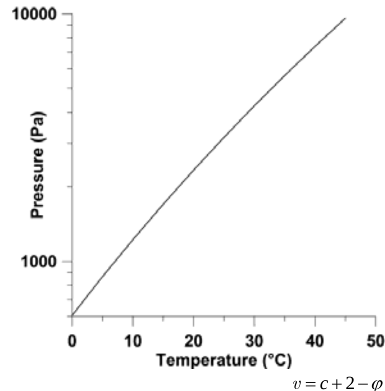
$$\frac{p_w}{p_{tot}} = \frac{x_w}{x_w + 0.622}$$

- Taux d’humidité relative

$$w_{\%} = \frac{p_w}{P_{sat}(T)}$$

- Enthalpie

$$h = 2502 \times x_w + (1.005 + 1.90 \times x_w) \times (T - 273.15)$$



$v = c + 2 - \varphi$

Mise en présence d’air non-saturé et d’eau liquide à la même temperature

- Que se passe-t-il ? Masse ? Énergie ?
- Variation d’enthalpie ?

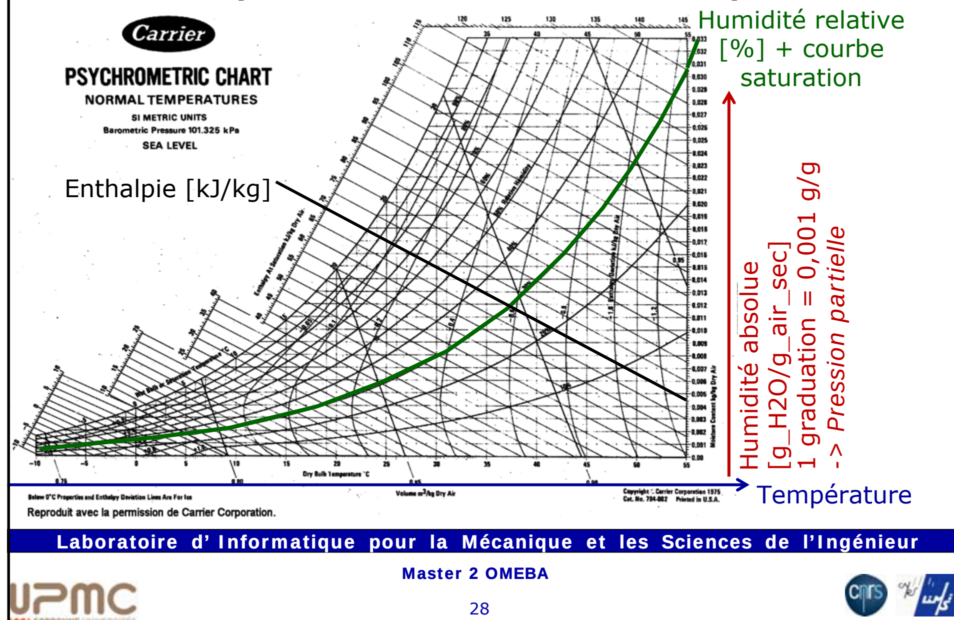
$$dx_w\left[2502 + (1.9 - 4.185)(T - 273.15)\right] + \left(1.005 + 1.9x_w\right)dT = 0$$

$$dx_w\left[2502 + 1.9(T - 273.15)\right] + \left(1.005 + 1.9x_w\right)dT = 4.185(T - 273.15)dx_w$$

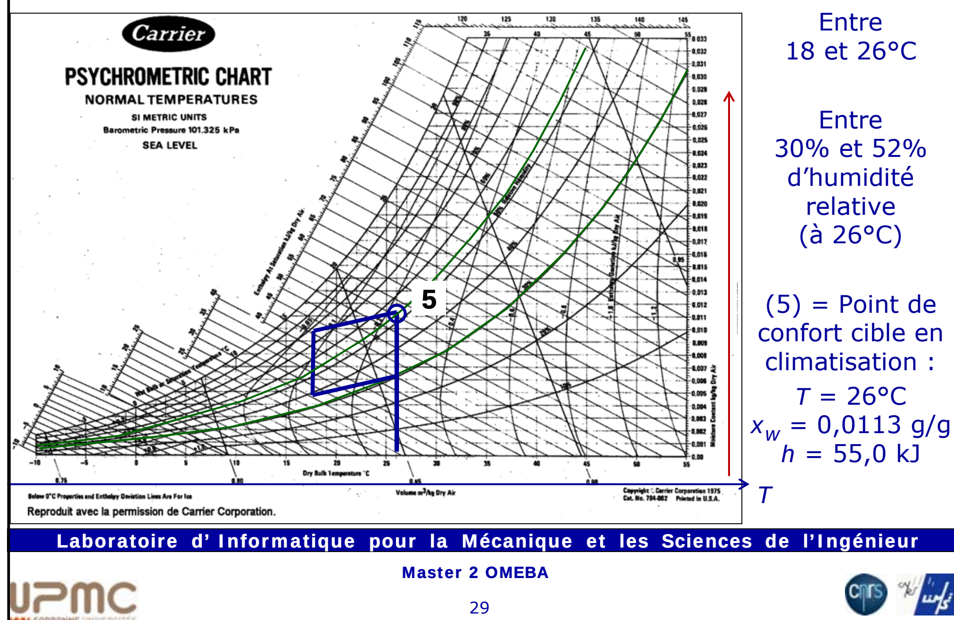
$$dh = 4.185(T - 273.15)dx_w \approx 0$$

$v = c + 2 - \varphi$

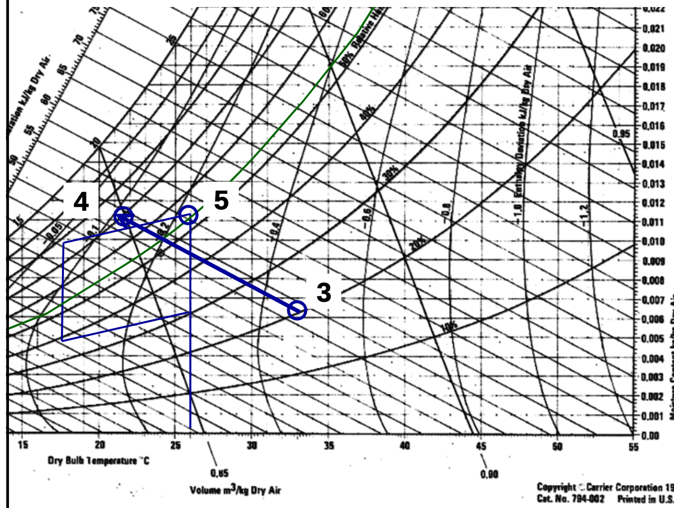
Le diagramme psychrométrique (de l'air humide, de Carrier)



Zone de confort dans diagramme air humide



Rafraîchissement par évaporation directe



Air extérieur (3),
pas trop chaud
ou assez sec,
humidifié pour que l'air soufflé (4) soit plus frais que le point cible (5) sans contenir plus d'eau.

$T_4 < T_5$; $x_{w4} <= x_{w5}$

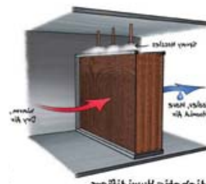
Pourquoi ces conditions ?

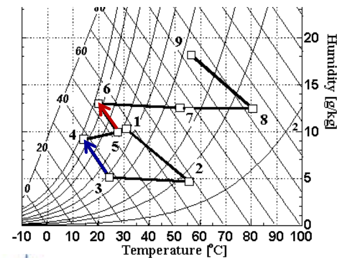
T




Humidificateurs

- **Humidificateur :** Enceinte où de l'eau liquide (en film, en gouttelettes, en brouillard) se vaporise dans le flux d'air traversant.
- Il faut un système de distribution / brumisation de l'eau liquide.
- Il y a de fortes contraintes sanitaires.





Air non saturé

Air rafraîchi et humidifié, éventuellement saturé

VAPORISATION



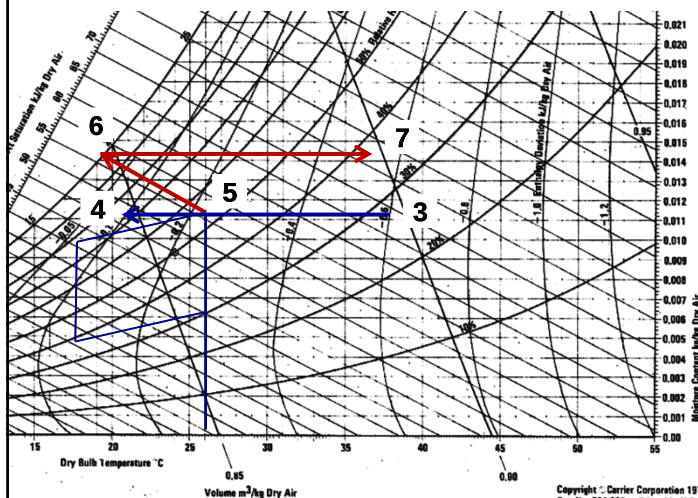

Avec l'exemple du diagramme planche 30

- Comment s'exprime le froid produit ?
- Pour avoir 30 kW de froid :
  - Quel débit d'air ?
  - Si vitesse = 1m.s^{-1}, quelle section de conduit ?
  - Quelle consommation d'eau ?





Rafraîchissement par évaporation indirecte



Deux étapes, deux appareils :

a : Humidification de l'air extrait jusqu'à saturation (5 ->6).

b : Échange de chaleur sensible entre air extrait et air soufflé : (6->7) <-> (3->4).

Conditions sur humidité extérieure $x_{w3} <= x_{w5}$, Température T_3 moins contrainte.

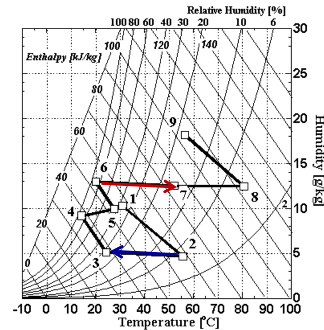


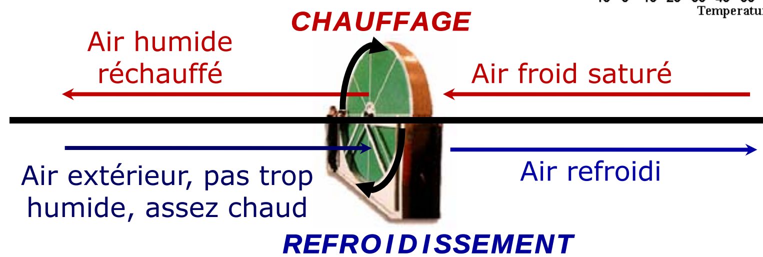


Échangeur rotatif inerte

- Échangeur rotatif « régénérateur » (échange de chaleur sensible).
- *Matériau poreux, perméable dans une direction et inerte (typiquement en aluminium), plus deux « balais » qui définissent deux secteurs.*










Avec l'exemple du diagramme planche 33

- Comment s'exprime le froid produit ?
- Pour avoir 30 kW de froid :
  - Quel débit d'air ?
  - vitesse = 1m.s^{-1}, section de conduit ?
  - Quelle consommation d'eau ?




Combinaison vaporisation directe + indirecte

Trois étapes :

a : Humidification de l'air extrait jusqu'à saturation (5 ->6).

b : Échange de chaleur sensible entre air extrait et air soufflé (6->7) <-> (2->3).

c : Humidification de l'air soufflé jusqu'à x_{w5} (3 ->4).

Condition air ext. : $x_{w2} < x_{w5}$.

Assemblage en centrale de traitement d'air

Air extérieur

Air intérieur à climatiser

Ventilateurs

Exhaust air
Exterior air
Humidifier
Heat recovery
Room exhaust air
Room inlet air

Humidificateurs
sur les deux flux d'air
(= production de froid)

Avec l'exemple du diagramme planche 36

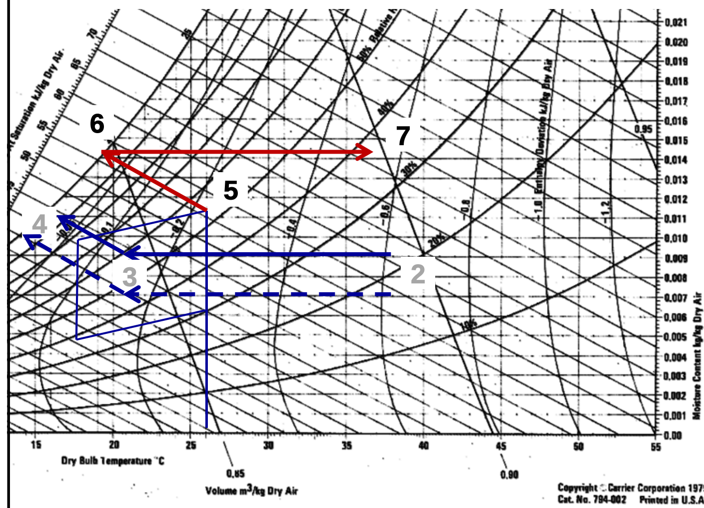
- Comment s'exprime le froid produit ?
- Pour avoir 30 kW de froid :
  - Quel débit d'air ?
  - vitesse = 1m.s^{-1}, section de conduit ?
  - Quelle consommation d'eau ?




-




Intérêt de disposer d'un air sec à l'entrée



Assécher l'air au point (2) augmente les performances du système, surtout si l'air soufflé (4) doit être plus sec que l'air intérieur (5).

Notion de charge *latente*, afin d'extraire la vapeur d'eau émise par les occupants.

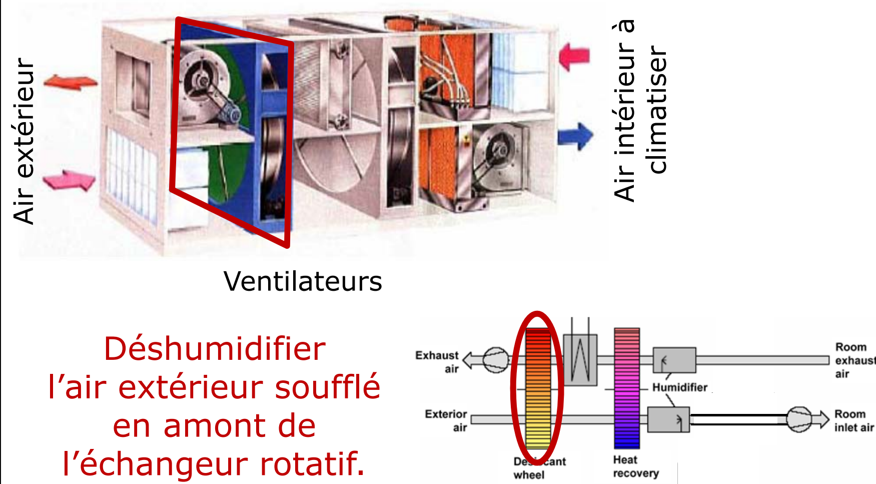
Rafraîchissement par cycle dessiccant

- Recommandé pour extraire de la charge *latente*, ou quand l'air extérieur est trop humide pour pouvoir être suffisamment refroidi par vaporisation.
- L'air extérieur est « asséché » en étant mis au contact d'un ad/ab-sorbant (solide ou liquide) : l'humidité de l'air est ad/ab-sorbée.
- Mais :
- 1. La chaleur dégagée par l'adsorption chauffe l'air ainsi traité.
- 2. Il faut régénérer le sorbant = désorber cette eau fixée = chauffer le sorbant.
  Il faut alors apporter de la chaleur au procédé : consommation énergétique.

La roue dessiccante : son rôle

Air extérieur

Air intérieur à climatiser



Ventilateurs

Déshumidifier l'air extérieur soufflé en amont de l'échangeur rotatif.

La roue dessiccante : description

- **C'est le composant principal**





- *Matrice poreuse (perméable) inerte dont les parois sont recouvertes d'un sorbant,*

  plus deux « balais », qui définissent deux secteurs.

- **Gel de silice =** adsorbant le plus couramment utilisé (parfois le sel LiCl)

les gels de silice

- Polymère d'acide silicique $Si(OH)_4$ obtenu à partir de silicate de sodium.



- La taille des pores dépend du procédé de fabrication, elle va des micropores aux macropores.



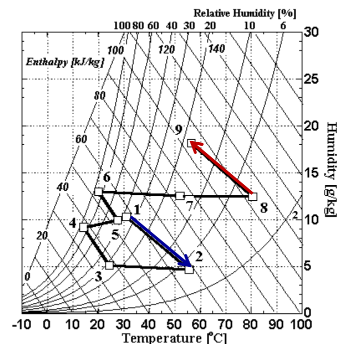
- Poudre ou grains millimétriques sans liant.

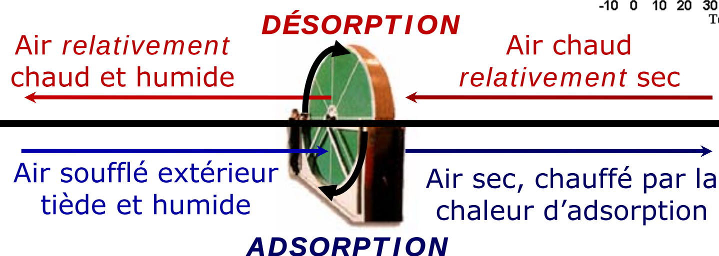





L' action de la roue dessiccante.

- **Elle transfère l'humidité depuis l'air soufflé (traité) vers l'air repris, extrait, et rejeté plus humide.**

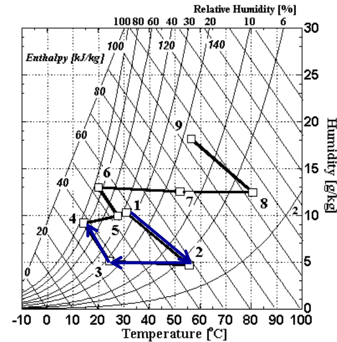




Plus l'air extérieur est déshumidifié, plus la « charge frigorifique » peut être importante.




Circuit de l'air *soufflé*

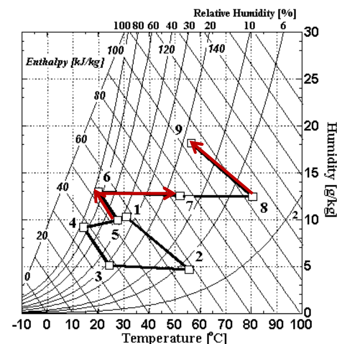


- 1-2 : Passage dans la roue dessiccante
  Diminution de l'humidité contenue,
  et augmentation de température.
- 2-3 : Prérefroidissement par passage dans l'échangeur rotatif inerte.
- 3-4 : refroidissement par vaporisation-humidification.
- On obtient un air nettement plus frais que conditions de confort (extraction de chaleur de l'ambiance intérieure) éventuellement un peu moins humide (ou plus) que l'ambiance intérieure.





Circuit de l'air *extrait*

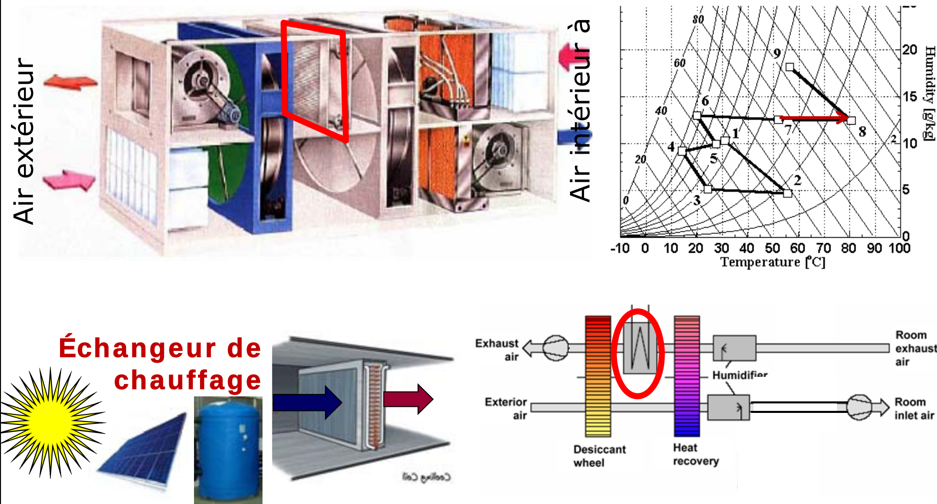


- 5-6 : refroidissement + humidification par vaporisation.
- 6-7 : Préchauffage dans échangeur rotatif inerte (récupération interne de chaleur).
- Utilisation de cet air préchauffé pour régénérer la roue dessiccante (en extraire l'eau fixée dans la phase 1-2).
- Mais cet air, assez humide, doit être suffisamment chauffé pour pouvoir extraire la même quantité d'eau (8-9).
- D'où la nécessité du chauffage (7-8) :
  apport de chaleur à température modérée (80-90°C).





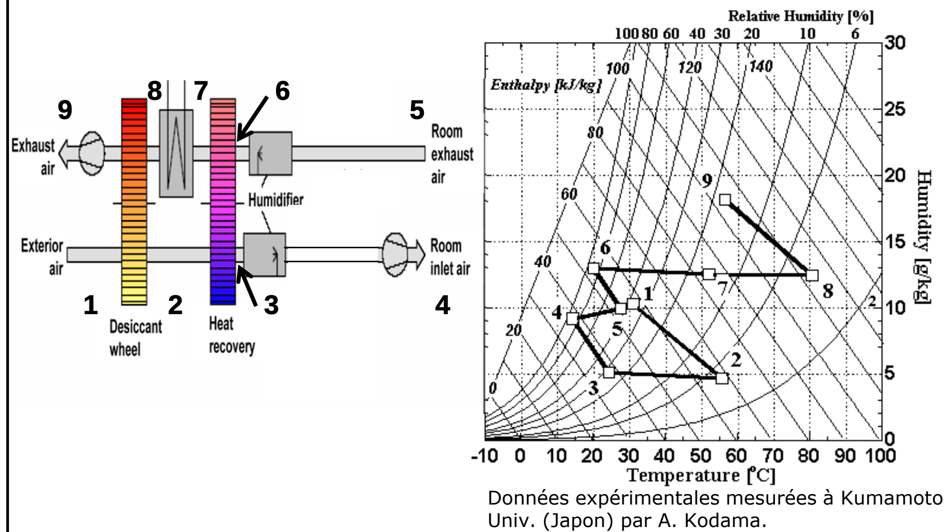
L’apport de chaleur







Fonctionnement du cycle

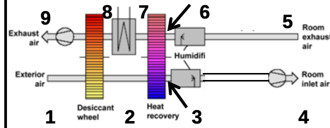


Données expérimentales mesurées à Kumamoto Univ. (Japon) par A. Kodama.





Performances



- COP thermodynamique = $\dfrac{h_5 - h_4}{h_8 - h_7}$
- COP de l'ordre de 0,3 - 0,6 (selon les conditions extérieures).
- Fonctionne avec chaleur à assez basse température
- **Pas de chaleur à évacuer** (rejet d'air humide et chaud)

- Noter que le système refroidit aussi le débit d'air entrant (de 1 à 4), ce qui est utile à la ventilation : une partie de la diminution d'enthalpie (h_1-h_4) est aussi un effet utile de ces systèmes.

Les cycles à dessiccant …

- … travaillent directement sur l'air et son contenu en humidité (ce qui est **parfaitement adapté à la climatisation** et **diminue le nombre d'échangeurs**) ;
- **… ne nécessitent pas de tour de refroidissement** (rejets à l'ambiante via le débit d'air chaud et humide) ;
- **… mais consomment de l'énergie mécanique** pour soufflage et rotation des roues, idem *centrale de traitement d'air* mais avec débit beaucoup plus important.

et de l'eau liquide rejetée à l'air extérieur sous forme vapeur.

État de l'art

- Assez développées industriellement et commercialisées aux USA, en Scandinavie, et au Japon (Munters), mais développement freiné en France par législation sur légionellose.

- Possibles avec adsorption solide (gel de silice), avec thermochimie (sel + H_2O),

et aussi avec absorption liquide (solution de LiBr) (*pas de roue*, mais *échangeurs liquide / air-humide* p.ex. par films ruisselants).




-

- RAPPELS
- BILANS D'ÉNERGIE, SUITE DU COURS No 1
- LE RAFRAICHISSEMENT PAR ÉVAPORATION, DIRECTE OU INDIRECTE
- LE RAFRAÎCHISSEMENT PAR CYCLE DESSICCANT
- HISTORIQUE ET RÉALITÉ DU FROID SOLAIRE
- SUBSTITUTION DU SOLAIRE À L'ÉLECTRICITÉ
- TENDANCES ACTUELLES
- CONCLUSIONS
- Annexes



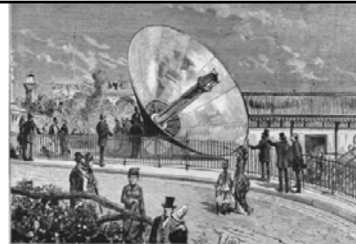

HISTORIQUE ET RÉALITÉ DU FROID SOLAIRE

- Le premier bloc de glace solaire (1878) et les premiers essais (avant 1960)
- Les pionniers (années 60 et 70)
- Du laboratoire à l'industriel (années 80)
- Le grand creux (années 90)
- Le retour (années 2000) : autres techniques, autres objectifs îlots de chaleur urbains
- La climatisation solaire (2010)





Du premier bloc de glace solaire



- Exposition universelle de Paris, 1878 : l'association du four solaire de Augustin Mouchot (1825-1912) et d'une machine à H2O+NH3 (« de Carré ») permet d'obtenir un bloc de glace.

… aux tout premiers essais (avant 1960)

- **1936** : première réalisation, par Green à Univ. Florida (**cylindro-paraboliques** + cycle à éjection de vapeur).
  - 1937 : essai par des chercheurs brésiliens (réussi ??) (paraboliques + cycle à absorption).
- **1954** : succès, par Kirpichev et Baum, Russia (**concentrateurs** ? + machine Rankine + cycle à compression).

- Concentrateurs
- très faibles rendements.



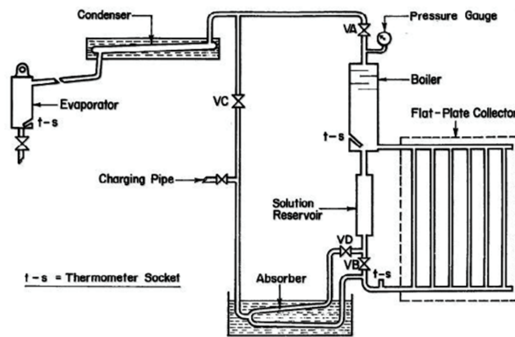


Les pionniers (années 60-70) - 1

1962 : Chinnappa
Univ. Colombo, Ceylan
capteurs plans
Cycle à absorption liquide
H2O + NH3 ; cycle
intermittent jour-nuit

Jour : solution H2O+NH3 dans les capteurs solaires -> séparation de vapeur de NH3 (après rectification) -> condensation (refroidi par eau).

Nuit : évaporation de NH3 et réabsorption dans la solution (refroidie par eau).



[1,4 kg glace / (j.m2)].
$COP_{sol} \approx 0.02$



Les pionniers (années 60-70) - 2

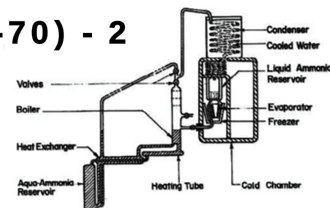
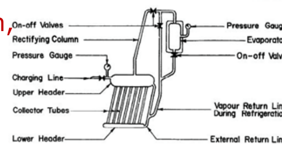


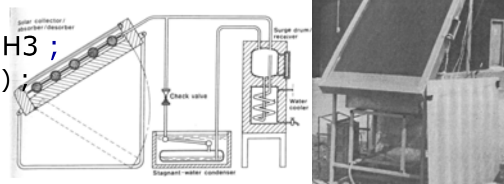
Fig.2.5 – Intermittent Absorption Refrigerator Built by TROMBE and FOEX (1964).

1964 : Trombe & Foex,
CNRS-Odeillo, France ; H2O + NH3 ;
capteurs cylindro-paraboliques
[4 kg glace / (j.m2)].

1971 : Swartman & Swaminathan,
Univ. Western Ontario, USA ;
H2O + NH3 ; capteurs plans



1979 : Worsøe-Schmidt
Tech. Univ. Lyngby, DK ; CaCl2+NH3 ;
capteurs plans [6 kg glace / (j.m2) ;
COP_{sol} = 0.1].







Du laboratoire à l'industriel (années 80) - 1

- Cycles à **adsorption** solide-gaz
(zéolite + eau [*Z+E*]; charbon-actif + méthanol [*CA+M*])
intermittents jour-nuit
(production de froid pendant la nuit seulement)

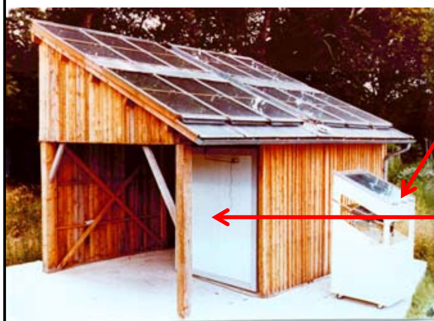
- **Usages bien définis** :
réfrigérateurs / entrepôts frigorifiques / machines à glace.

- **Avec capteurs plans et plutôt autonomes**
(quasiment sans énergie électrique).





Du laboratoire à l'industriel (années 80) – 2
du CNRS-Orsay (F. Meunier) ...



1981 : réfrigérateur 0.8m² ; Z+E
COP$_{sol}$ = 0.1 (Meunier & Guilleminot).

1983 : entrepôt 20m² ; Z+E
COP$_{sol}$ = 0.1 (Guilleminot, Meunier & al. Ph.G., A.C., I.I., M.P.).

1986 : machine à glace 6m² ; CA+M
COP = 0.12 [5-6 kg glace / (j.m²)]
(Pons, Meunier & al. J.J.G., Ph.G., A.B.).







Du laboratoire à l'industriel (années 80) – 3
… à Brissoneau et Lotz Marine (BLM)

SOLAR REFRIGERATION UNIT GASPARD C200

PERFORMANCES

- Inside effective content of isothermal enclosure : 200 l.
- Inner temperature : ≤ 47° F (8° C).
- Accessory production of ice cubes.
- Conditions :
  - Maximum external temperature : 109° F (43° C) (tropical class / NF).
  - Minimum average sun exposure : 4.5 kWh/m² per day.
  - Insulation of isothermal coffer conforming with OMS specifications.







1990 : réfrigérateur ou machine à glace de 1 ou 2 m² ; Z+E ou AC+M [4-5 kg glace / (j.m²)]

(**BLM** & CNRS-Orsay, **A.B. Univ. Agadir**, J.J.G., M.P. & F.M.).



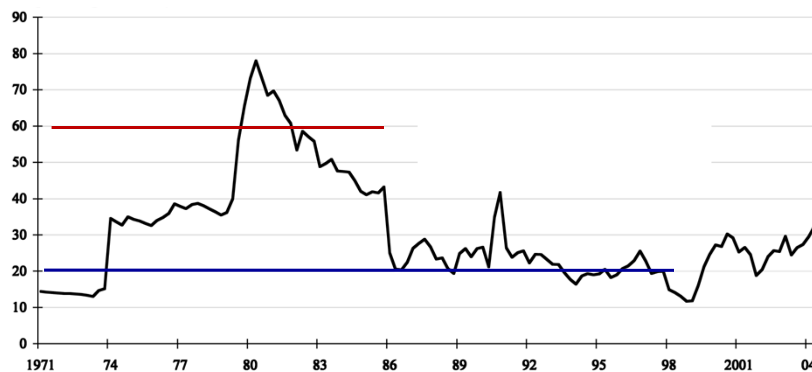
Mode d'emploi : Tourner vers le soleil ; nettoyer la vitre quand nécessaire.





Le grand creux (années 90)

- **Nombre de publications sur le froid solaire ?**







Froid solaire, le retour ! (années 2000) - 1

• **Réfrigérateurs solaires à adsorption**



- HEIG-Vd (Yverdon-les-Bains CH, Ph. Dind, C. Hildbrand, S. Citherlet) + CEAS Ouagadougou + LIMSI (Orsay, M.P.) + SOLAREF Le Bourget du Lac
  * Prototype expérimental : COP_{sol}=0.18 !
  * Tentative de développement industriel.





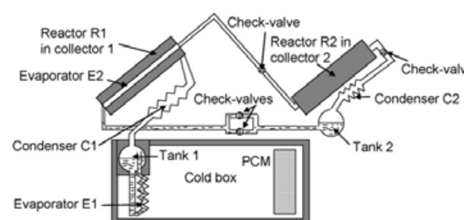
- Institute Refrigeration Cryogenics (Shanghai, R.Z. Wang)
  - Machine à glace (COP_{sol}=0.12)
  - Refroidissement silo à grains (Gel Silice + H2O, COP_{sol}=0.1).

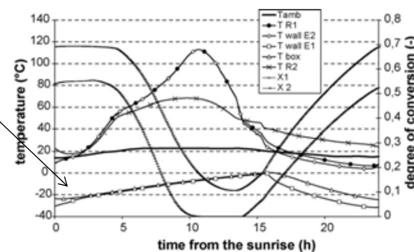


Froid solaire, le retour ! (années 2000) - 2

• **Congélateur solaire à thermochimie**

- PROMES (N. Le Pierrès, N. Mazet, D. Stitou, 2008)
  - BaCl2 + NH3, double étage intermittent, T_evap -> -20°C.





- Aussi ITW Univ. Stuttgart (Erhard, 1998) :
  - Capteur à concentration + SrCl2 + NH3, intermittent (COP_{sol}=0.07).



Froid solaire, le retour ! (années 2000) – 3

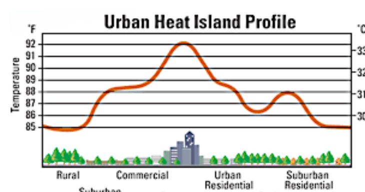
D'autres objectifs, d'autres techniques

- Jusque 2000, machines conçues pour **refrigération** (conservation aliments ou vaccins en l'absence de fourniture électrique fiable) et qui **forment un tout** (p.ex. sorbant -liquide ou solide- chauffé directement dans capteur solaire).

- Après 2000, machines pour la **climatisation solaire**, afin de diminuer l'effet « îlot de chaleur urbain » et de substituer, au moins partiellement, une source renouvelable à l'électricité. Ces machines vont pouvoir utiliser des **composants existants par ailleurs.**

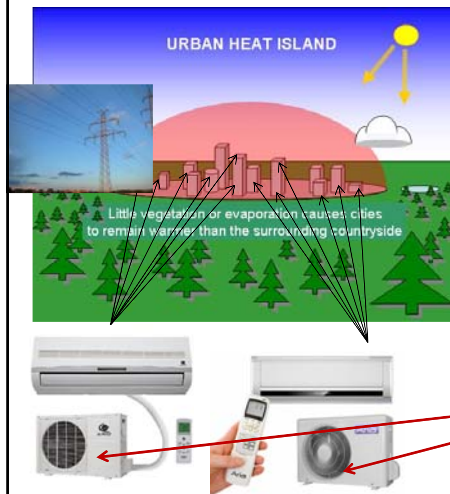
Les îlots de chaleur urbains

- Entre un centre-ville et sa périphérie, il existe une différence systématique de quelques degrés Celsius.
- Cause : l'énergie dégagée par l'activité humaine.
- En été, le phénomène « d'îlot de chaleur urbain », a une très forte interaction avec l'usage croissant de la climatisation (cf. USA, Athènes, …).





Le cercle vicieux de la climatisation (1)



- En centre-ville, il fait chaud (30-35°C, voire plus).
- De plus en plus de climatiseurs sont donc installés ;

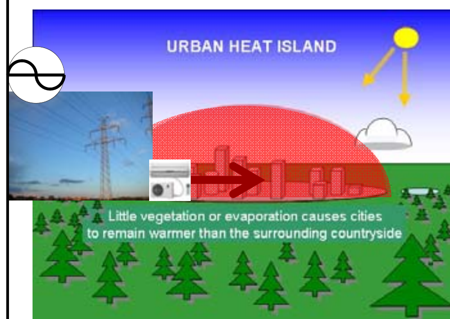
ces climatiseurs consomment de l'électricité …

… qui finalement se transforme en chaleur rejetée dans l'air ambiant.





Le cercle vicieux de la climatisation (2)



Deux conséquences :

- (1) La température en centre-ville augmente,

la puissance des climatiseurs augmente,

ce qui augmente la consommation électrique.

- (2) L'écart de température entre espaces climatisés et air extérieur augmente,

l'efficacité des climatiseurs diminue,

ce qui augmente d'autant plus leur consommation électrique.





Solutions



- Diminuer les besoins en climatisation active (ventilation nocturne, toitures vertes, etc.)
- Faire fonctionner les climatiseurs avec de **l'énergie déjà présente en ville :** rejets thermiques si possible

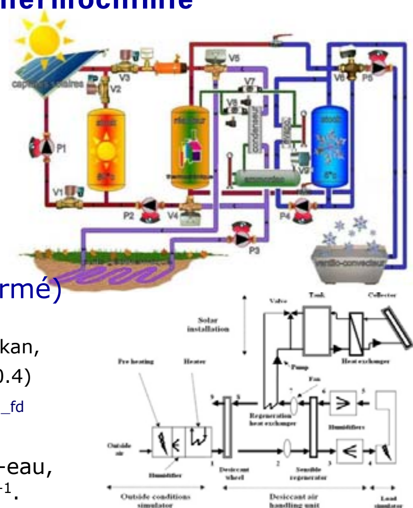
ou énergie solaire.

Substituer le soleil à l'électricité



Froid solaire, le retour ! (années 2000) - 4

- **Sorption solide - Thermochimie**



- PROMES (G. Tanguy, N. Mazet & D. Stitou) BaCl2-NH3, intermittent, Stock froid (PCM à 5°C), COP_{sol} = 0.085 ; 0.43 kWh.m^{-2}.j^{-1}.
- Capteurs solaires du commerce + machine frigorifique expérimentale

- **Adsorption** (cycle dessiccant ou fermé)
  - LEPTIAB Univ. La Rochelle (P. Bourdoukan, E. Wurtz, P. Joubert) COP_{sol} = 0.13 (= 0.5 x 0.4) COP_{el} = 3.6 Consommation d'eau = 4.5 l/kWh_fd
  - Et encore : TECSOL (A. Le Denn) Gel de silice-eau, intermittent, COP_{sol} = 0.09 ; 0.50 kWh.m^{-2}.j^{-1}.



Froid solaire, le retour ! (années 2000) - 5

- **Sorption liquide**

- PIMENT (F. Lucas, O. Marc)
  LiBr-H2O, continu,
  Stock froid (Eau),
  COP_{sol} = 0.17 ; 0.77 kWh.m^{-2}.j^{-1}.

- CEA-INES (F. Boudehenn, G. Tanguy)
  LiBr-H2O, continu,
  COP_{sol} = 0.11 ; 0.55 kWh.m^{-2}.j^{-1}.



- *Note : Valeurs données pour Climsol, Tecsol, Leptiab, Rafsol et Solera = moyennes expérimentales réalisées sur de longues périodes (> 1 mois).*

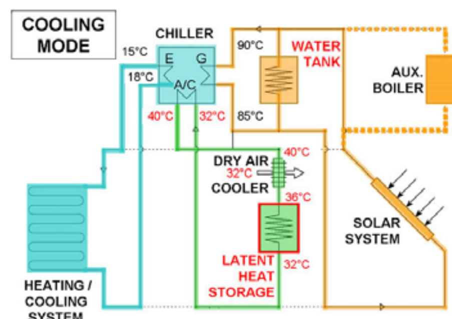




Froid solaire, le retour ! (années 2000) - 6

- **À l'étranger**

- ZAE-Bayern (C. Schweigler et al.)
  LiBr-H2O, continu,
  Stock PCM entre rejets et air extérieur pour améliorer le COP et diminuer consommation électrique, pas de *COPsol* donné.

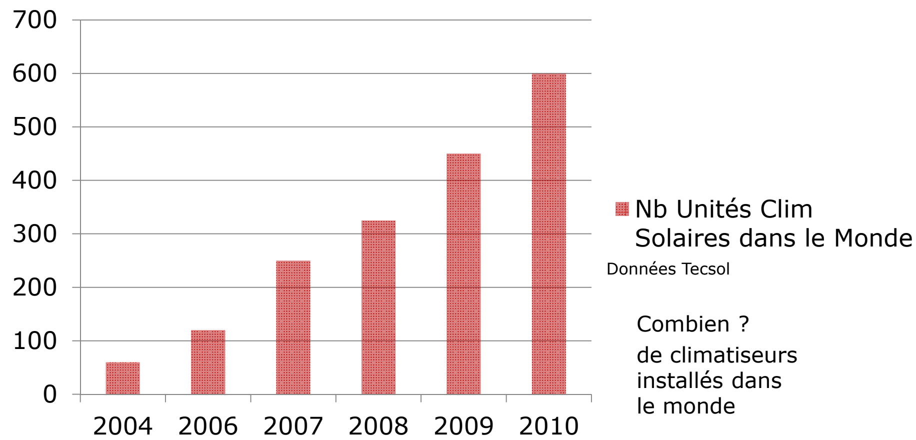


- *Mais aussi à T.U.Berlin ou Fraunhofer en Allemagne, et aussi en Espagne (Séville), en Chine, à Taiwan, en Autriche, en Italie …*





Un marché émergent



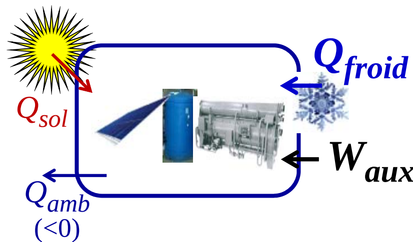
Données Tecsol

Combien ?
de climatiseurs installés dans le monde

-

- RAPPELS
- BILANS D'ÉNERGIE, SUITE DU COURS No 1
- LE RAFRAICHISSEMENT PAR ÉVAPORATION, DIRECTE OU INDIRECTE
- LE RAFRAÎCHISSEMENT PAR CYCLE DESSICCANT
- HISTORIQUE ET RÉALITÉ DU FROID SOLAIRE
- SUBSTITUTION DU SOLAIRE À L'ÉLECTRICITÉ
- TENDANCES ACTUELLES
- CONCLUSIONS
- Annexes

Ne pas négliger la consommation électrique



Rapport Froid produit sur Consommation électrique totale (auxiliaires)

- Critère No 2 :

$$COP_{el} = \frac{Q_{froid}}{W_{aux}}$$

Intégration sur un temps suffisant.

Expériences 'ORASOL', deux climatisations solaires :

- PIMENT, 90 m^2 capteurs plans 2-Vitr ; $LiBr+H_2O$,
- COP_{el} = 2.5 ;
- PROMES, 22 m^2 capteurs plans 1-Vitr ; $BaCl_2+NH_3$, COP_{el} = 7 ;

(autres valeurs : 4, 5, et … 2)

Le froid solaire n'annule pas la consommation d'électricité

- Une climatisation à compression a un COP_{el} d'environ 3.
- Une valeur de 7 pour le COP_{el} représente une économie d'électricité correcte (env. 50 %) mais pas totale.
- Des contre-performances sont possibles : certaines expérimentations solaires consomment plus d'électricité qu'un climatiseur à compression.

La cause première de consommation électrique
le rejet de chaleur à l'air extérieur

- Tour de refroidissement
  sur le toit du bâtiment,
  sèche ou humide,
  avec ou sans ventilateur,
  …



- **Rejets de chaleur**
  condenseur et absorbeur.

Pour réduire les ΔT et augmenter le COP de l'unité :
1/ faire circuler un *fort débit de fluide caloporteur* (eau) entre unité de froid et la tour ;
2/ actionner un *ventilateur* pour assurer une convection forcée d'air extérieur.

- Peut s'avérer une cause de forte consommation des auxiliaires.

Autre cause de consommation par les auxiliaires
la circulation du fluide caloporteur dans les capteurs

PIMENT (La Réunion) - PROMES (Perpignan)

Capteurs solaires sur le toit ;

Local technique au RdC ;

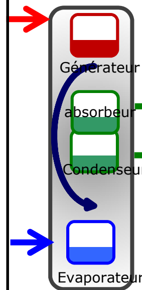




La circulation du fluide caloporteur consomme de l'énergie (pompe).

- Limiter la taille du champ de capteurs
  et sa distance à l'unité de froid.
- Limiter l'utilisation de la pompe au nécessaire.

Influence de l'efficacité de l'unité de froid



- COP_{unit} : Q_{evap} / Q_{chauf} . Aux dissipations près on a :

$$-Q_{rej} = -(Q_{cond} + Q_{abs}) = Q_{evap} + Q_{chauf} = Q_{evap}\left(1 + \frac{1}{COP_{unit}}\right)$$

- Machine à compression : $COP_{unit} \approx 3$ -> $-Q_{rej} \approx 1.3 \times Q_{evap}$
- Machine à absorption simple-effet : $COP_{unit} \approx 0.7$ -> $-Q_{rej} \approx 2.4 \times Q_{evap}$
- Machine à absorption double-effet : $COP_{unit} \approx 1.2$ -> $-Q_{rej} \approx 1.8 \times Q_{evap}$

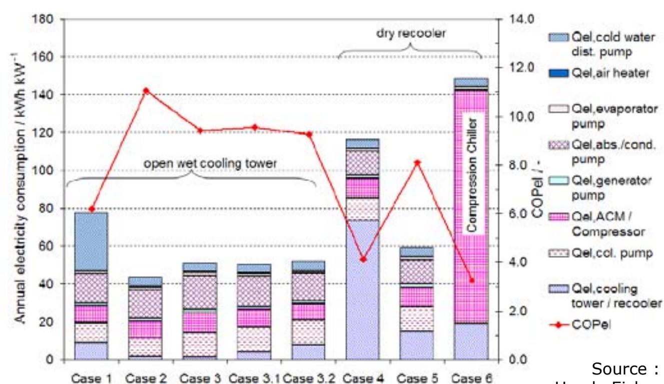
- Le COPunit a une influence directe sur le flux à rejeter, et donc sur débit de fluide caloporteur et écarts de température et surface d'échange, et donc sur consommation des auxiliaires.
- Diminuer les ΔT augmente le COPunit.




Influence des technologies sur le COP_{el}

- Une bonne technologie de tour de refroidissement et une bonne stratégie de contrôle pour augmenter le COPel.

- Autres pistes : rejets nocturnes ou transferts directs ou rejets vers le sol (quand possible)



Source : Ursula Eicker ZAFHNET



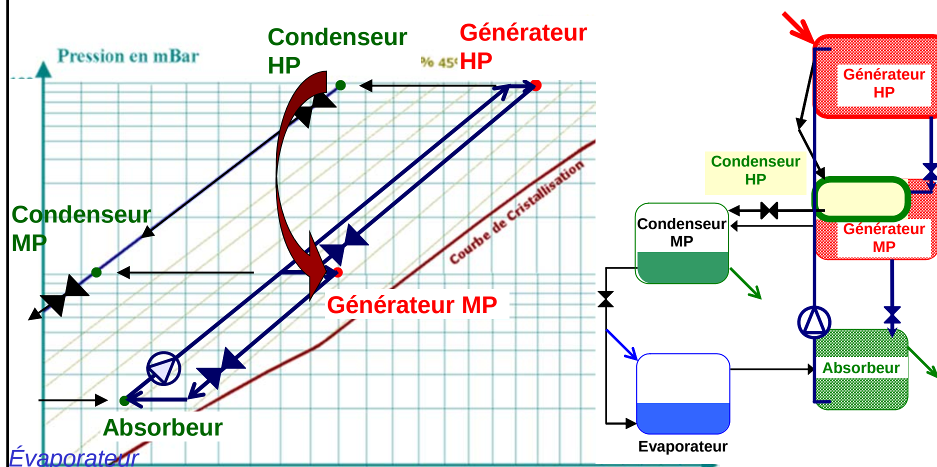

Autres éléments de réflexion pour diminuer la consommation électrique

- Utiliser le refroidissement par échangeur enterré.
- Utiliser les différences entre cycles intermittents et cycle continus
  - Cycles Intermittents : Condensation le jour et ab/ad-sorption la nuit = rejets de chaleur sur période plus longue.
  - Cycles continus : Condensation ET sorption le jour = rejets de chaleur sur période plus courte.
- Réduire le nombre de boucles de transferts (favoriser les transferts directs), voire utiliser des caloducs,
- …

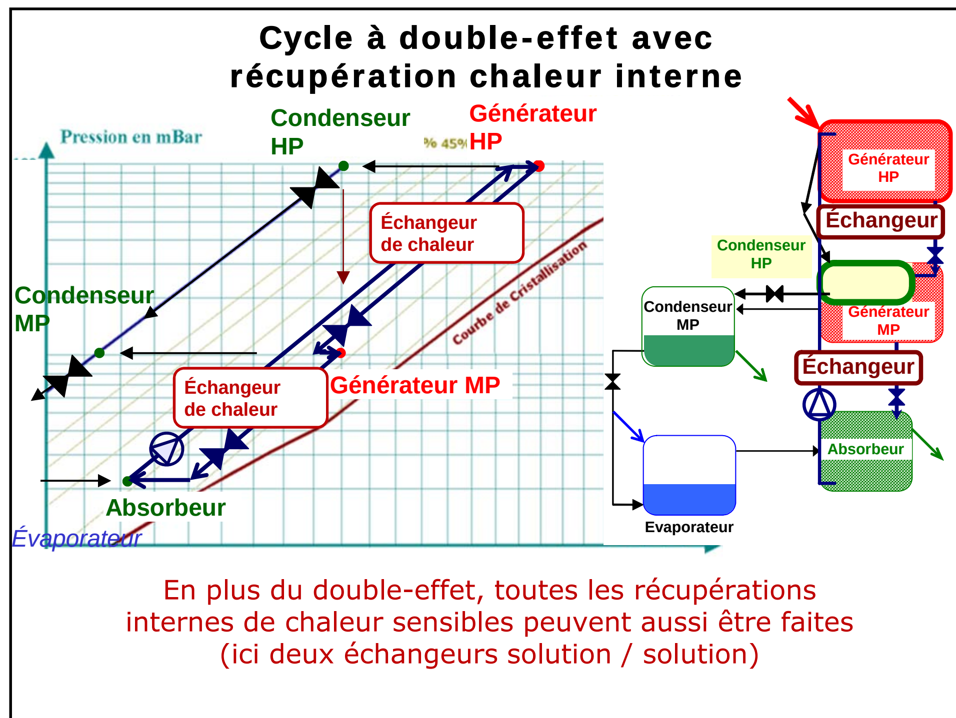




Cycle à double-effet



En ajoutant un générateur et un condenseur haute pression (HP), la chaleur dégagée par ce dernier fait fonctionner « gratuitement » le générateur moyenne pression (MP).



Quelques exemples de COP

Sources de chaleur à 85, 35 et 5°C

- COP cycle simple effet sans récupération : 0,67
- *COP cycle simple effet avec récupération : 0,8*

Sources de chaleur à 60, 25 et 5°C

- COP cycle simple effet avec récupération : 0,87

Sources de chaleur à 100, 30 et 5°C

- COP cycle simple effet avec récupération : 0,86

Combinaison des deux derniers

- COP cycle double effet avec récupération : 1,52

-

Croître

- Augmenter la taille, augmenter la puissance
- Augmenter la température du fluide à la sortie de capteurs
- Augmenter la concentration optique (Fresnel, Parabolique)
- Augmenter la puissance des unités de froid
- Augmenter leur nombre d'effets
- Augmenter leur COP_{unit}.

Des projets de plus en plus grands

- Associant capteurs à concentration et unités de froid à haut COP





CGD Bank Headquarter
Lisbon, Portugal
1560 m² collector area
400 kW absorption chiller
Source: SOLID, Graz/Austria

FESTO Factory
Berkheim, Germany
1218 m² collector area
1.05 MW (3 adsorption chillers)
Source: Paradigma, Festo

United World College (UWC)
Singapore
3900 m² collector area
1.47 MW absorption chiller
Source: SOLID, Graz/Austria

Source : Daniel Mugnier TECSOL





Voire pharaoniques

- Mais en soignant la consommation énergétique : 800 kW « seulement » de puissance froid.



Cairo office building
15100 m² surface
52 W/m² cooling load
130 kWh/m² cooling energy demand

Source : Ursula Eicker ZAFHNET





Autres tendances des réalisations actuelles

- Le fonctionnement hybride (soleil + …) est préféré à un fonctionnement autonome en solaire seul : fraction solaire de l'ordre de 0,5.

- Investissement
entre 5000 € / kW froid (pour les petites unités)
et 2500 € / kW froid (pour les grandes) ;
autres estimations : avec un facteur 1,5-2.





Conclusions

- Le froid solaire, en particulier la climatisation, va très probablement se développer, d'abord dans le tertiaire.
- Il faut encore améliorer l'efficacité des systèmes, p.ex. en utilisant augmentant la puissance.
- Il faut peut-être aussi améliorer les procédures opératoires.
- Il faut surtout veiller à la consommation électrique effective de ces systèmes.
- Le problème est plus complexe qu'à première vue, et reste encore du ressort de la recherche, en thermique-énergétique comme en mathématiques appliquées.





- **Merci de votre attention**

et de vos questions

Annexes

Quelques autres procédés de réfrigération solaire

Expressions des énergies mises en jeu

Un peu de bibliographie

Éjection - 1

Géné-rateur de vapeur

Nozzle
Diffuser
Discharge
Motive High-Pressure Steam
Waste or Suction Steam
Supply Intermediate-Pressure Steam

Con-den-seur

Source : EERE Information Center – US DOE (Energy Efficiency & Renewable Energy) www.eere.energy.gov

Évapo-rateur

Système de distribution du froid

- La détente de vapeur motrice (de 300 à 5 kPa) permet d'aspirer de la vapeur (de 1 à 5 kPa).
- L'évaporation de vapeur à basse pression produit du froid.
- Fonctionnement en continu.

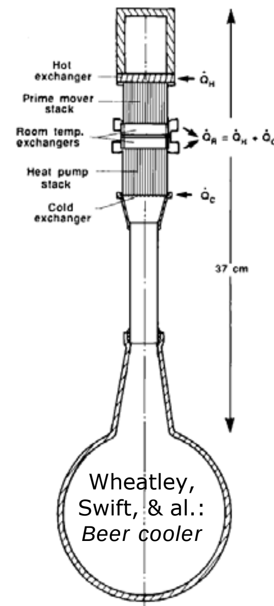
Éjection - 2

- Capteurs cylindro-paraboliques (140°C) : production de vapeur (3 bars).
- Quel COP de cycle ?
- Quel COP solaire intégré sur la journée ?

1 : capteur, 2 : éjecteur, 3 : évaporateur, 4 : ballon de vapeur, 5 : condenseur, 6 : aéro-réfrigérant.
Pollerberg et al., Apllied Thermal Engng (Elsevier), 2009.

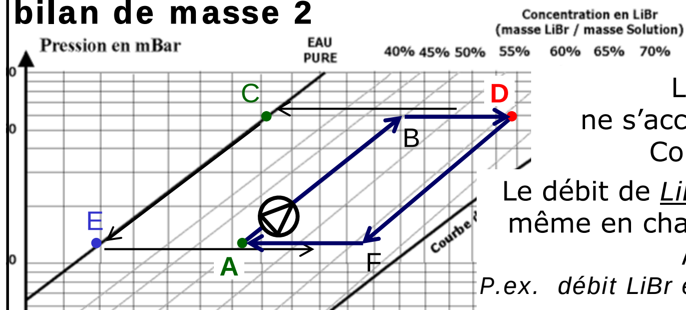
Thermo-acoustique

- Un gradient de température dans un stack génère une onde acoustique (énergie mécanique générée par source chaude solaire) ;
- Une onde acoustique dans un stack génère un gradient de température : pompage de chaleur = réfrigération.
  - Rendement ?



- Thermo-électrique, ou encore d'autres ?

Le cycle à absorption liquide : bilan de masse 2



Le *LiBr seul* ne s'accumule nulle part. Conséquence :

Le débit de *LiBr* traversant est le même en chaque point du cycle ABDF.

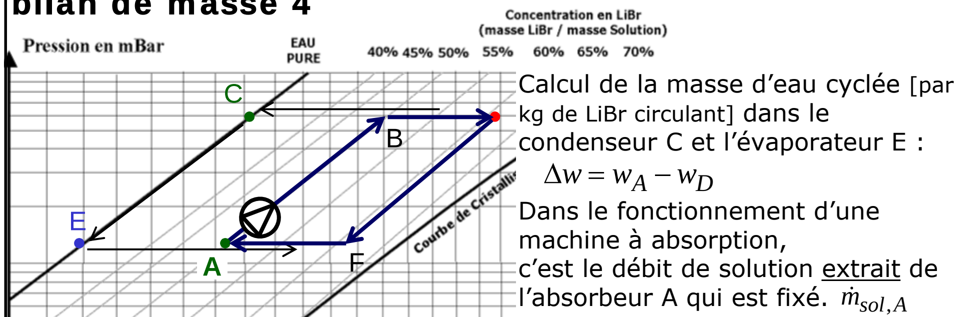
P.ex. débit LiBr en A = débit LiBr en D.

C'est la masse de *LiBr*(seul) qui est prise comme référence :
Les quantités d'eau sont rapportées à la masse unitaire de LiBr, d'où la définition de la concentration via la Masse d'eau par unité de masse de sel (LiBr), notée *w* [en kg_H_2O par kg_LiBr] :

$$w = \left(\frac{1-x}{x}\right)$$

Avec x = Concentration en LiBr (masse LiBr / masse solution),

Le cycle à absorption liquide : bilan de masse 4



Calcul de la masse d'eau cyclée [par kg de LiBr circulant] dans le condenseur C et l'évaporateur E :

$\Delta w = w_A - w_D$

Dans le fonctionnement d'une machine à absorption, c'est le débit de solution <u>extrait</u> de l'absorbeur A qui est fixé. $\dot{m}_{sol,A}$

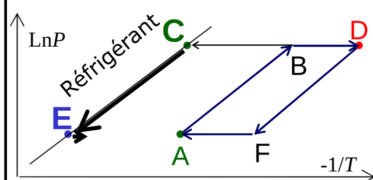
$$\dot{m}_{sol,A} \longrightarrow \dot{m}_s = \dot{m}_{sol,A} . x_A \qquad \left.\begin{matrix} x_A \\ x_D \end{matrix} \longrightarrow \begin{matrix} w_A \\ w_D \end{matrix}\right\} \quad w = \frac{(1-x)}{x} \longrightarrow \Delta w = w_A - w_D$$

Débit d'eau à l'évaporateur et …… : $\dot{m}_{w,E} = \dot{m}_s . \Delta w$

Débit de solution extrait du générateur : $\dot{m}_{sol,D} = \dot{m}_s / x_D = \dot{m}_{sol,A} - \dot{m}_{w,E}$

Le cycle à absorption liquide : bilans de chaleur

1. Froid produit (flux de chaleur extrait par l'évaporateur)



Débit d'eau aux condenseur & évaporateur : $\dot{m}_s . \Delta w$

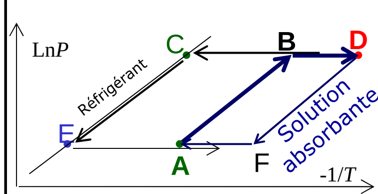
calcul de la puissance frigorifique produite à l'évaporateur

Utilisant l'enthalpie et sa propriété de fonction d'état.
Décomposition en deux étapes :

1. Refroidissement de l'eau liquide de T_c à T_e (chaleur sensible) : … $\dot{q}_{ce} = \dot{m}_s . \Delta w . \; c_{p_{lw}} . (T_e - T_c) \; ; \; < 0$
2. Évaporation à T_e : …………………… $\dot{q}_e = \dot{m}_s . \Delta w \; . L_{evap}(T_e) \; ; \; > 0$

Total = $\dot{q}_E = \dot{q}_{ce} + \dot{q}_e \; ; \; > 0$

Le cycle à absorption liquide : bilans de chaleur
2. Chaleur fournie par la source chaude (1)



Calcul de la puissance thermique fournie par la source chaude

Phase isostérique AB : compositions x et w constantes, pas de changement de phase, débit de solution constant. La chaleur reçue se transforme en chaleur sensible.

$$\dot{q}_{h1} = \int \dot{m}_{sol}.\mathrm{d}h = \dot{m}_s.(1+w_A).\int c_{p_{sol}(w_A,T)}.\mathrm{d}T = \dot{m}_s.(1+w_A).\overline{c_{p_{solAB}}}.(T_B - T_A)$$

Phase isobare BD : Augmentation de température. Pour les compositions : x croît, w décroît, de l'eau est désorbée ; le débit de solution décroît : chaleur sensible ET chaleur latente (cf. pl 44).

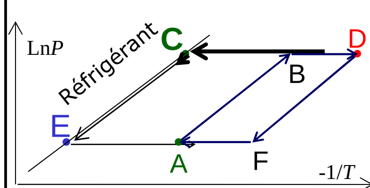
$$\dot{q}_{h2} = \int \left(\dot{m}_{sol}.c_{p_{sol}(w,T)}.\mathrm{d}T + \Delta H.\mathrm{d}\dot{m}_{sol}\right) = \int \dot{m}_s.(1+w).\overline{c_{p_{solBD}}}.\mathrm{d}T + \int \Delta H.\mathrm{d}[\dot{m}_s.(1+w)]$$

$$\dot{q}_{h2} = \dot{m}_s.(1+\overline{w_{BD}}).\overline{c_{p_{solBD}}}.(T_D - T_B) + \overline{\Delta H}.\dot{m}_s.(w_D - w_B)$$

$\Delta H.(w_D - w_B) > 0$

Total = $\dot{q}_H = \dot{q}_{h1} + \dot{q}_{h2}$

Le cycle à absorption liquide : bilans de chaleur
3. Chaleur échangée par le condenseur (1)



Connaissant le débit de *solution* sortant de l'absorbeur et les points A, D, C, E, calcul de la **puissance thermique échangée au condenseur.**
Reçue ou rejetée ?

- Lorsque la température de la solution passe de T_{des} à T_{des}+dT_{des} ($T_B<T_{des}<T_D$)
  Débit élémentaire de vapeur désorbé :

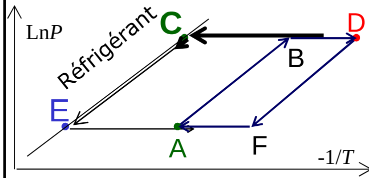
$$d\dot{m}_{vap} = -d\dot{m}_{sol} = -d[\dot{m}_s.(1+w)] = -\dot{m}_s.dw = -\dot{m}_s.\left(\frac{\partial w}{\partial T}\right)_P.dT_{des}$$

- Quelle(s) transformation(s) entre désorption à T_{des}, et sortie condenseur ?

$$\mathrm{d}\dot{q}_C = \mathrm{d}\dot{m}_{vap}.\int_{T_{des}}^{T_c} \mathrm{d}h = \mathrm{d}\dot{m}_{vap}.\left[\left(\int_{T_{des}}^{T_c} c_{p_{vap}}.\mathrm{d}T\right) + \Delta H_{cond}\right]$$

$$\mathrm{d}\dot{q}_C = \mathrm{d}\dot{m}_{vap}.c_{p_{vap}}.(T_c - T_{des}) + \mathrm{d}\dot{m}_{vap}.\Delta H_{cond}$$

Le cycle à absorption liquide : bilans de chaleur
3. Chaleur échangée par le condenseur (2)



Connaissant le débit de *solution* sortant de l'absorbeur et les points A, D, C, E, calcul de la **puissance thermique échangée au condenseur.**
Désurchauffe de la vapeur depuis sa température de désorption, T_{des}, jusqu'à T_c, puis condensation à T_c .

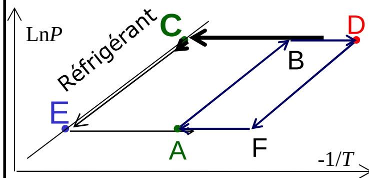
- Intégration sur toute la désorption, de T_B à T_D :
- Masse de vapeur cyclée (avec notation Pl. 60) : $\dot{m}_{vap} = \int_{T_B}^{T_D} \mathrm{d}\dot{m}_{vap} = \dot{m}_s.\Delta w$
- Chaleur échangée au condenseur : $\dot{q}_C = \int_{T_B}^{T_D} \mathrm{d}\dot{q}_C$

$$\dot{q}_C = \int_{T_B}^{T_D} \left\{ -\dot{m}_s.\left(\frac{\partial w}{\partial T}\right)_P \left[c_{P_{vap}}.(T_c - T_{des}) + \Delta H_{cond} \right].\mathrm{d}T_{des} \right\}$$

$$\dot{q}_C = -\dot{m}_s.c_{P_{vap}}.\int_{T_B}^{T_D} \left\{ \left(\frac{\partial w}{\partial T}\right)_P .(T_c - T_{des}).\mathrm{d}T_{des} \right\} - \dot{m}_s.\Delta H_{cond}.\int_{T_B}^{T_D} \left\{ \left(\frac{\partial w}{\partial T}\right)_P \mathrm{d}T_{des} \right\}$$




Le cycle à absorption liquide : bilans de chaleur
3. Chaleur échangée par le condenseur (3)



Connaissant le débit de *solution* sortant de l'absorbeur et les points A, D, C, E, calcul de la **puissance thermique échangée au condenseur.**
Désurchauffe de la vapeur depuis sa température de désorption, T_{des}, jusqu'à T_c, puis condensation à T_c .

$$\dot{m}_{vap} = \dot{m}_s.\Delta w = \dot{m}_s.(w_A - w_D)$$

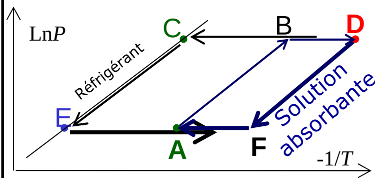
$$\dot{q}_C = -\dot{m}_s.c_{P_{vap}}.\int_{T_B}^{T_D} \left\{ \left(\frac{\partial w}{\partial T}\right)_P .(T_c - T_{des}).\mathrm{d}T_{des} \right\} - \dot{m}_s.\Delta H_{cond}.\int_{T_B}^{T_D} \left\{ \left(\frac{\partial w}{\partial T}\right)_P \mathrm{d}T_{des} \right\}$$

$$\dot{q}_C = -\dot{m}_s.c_{P_{vap}}.(T_c - \overline{T}_{des}).(-\Delta w) - \dot{m}_s.[-L_{(Tc)}].(-\Delta w)$$

$$\dot{q}_C = -\dot{m}_s.\Delta w.\left[c_{P_{vap}}.(\overline{T}_{des} - T_c) + L_{(Tc)} \right]$$




Le cycle à absorption liquide : bilans de chaleur
4. Chaleur rejetée par l'absorbeur (1)



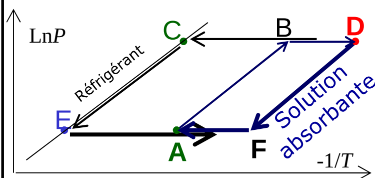
Connaissant le débit de *solution* sortant de l'absorbeur et les points A, D, C, E, calcul de la **par l'absorbeur à la source à température intermédiaire**

Deux étapes : D -> F et F -> A

1. **Phase isostérique** DF -> compositions x et w constantes, pas de changement de phase, débit de solution constant.

$$\dot q_{a1} = \int_D^F \dot m_{sol}.dh = \dot m_s.(1+w_D).\int c_{p_{sol}}.dT = \dot m_s.(1+w_D).\overline{c_{p_{solDF}}}.(T_F - T_D)$$

Le cycle à absorption liquide : bilans de chaleur
4. Chaleur rejetée par l'absorbeur (2)



2. Phase isobare :
   idem désorption sauf que la vapeur venant de l'évaporateur doit être chauffée.

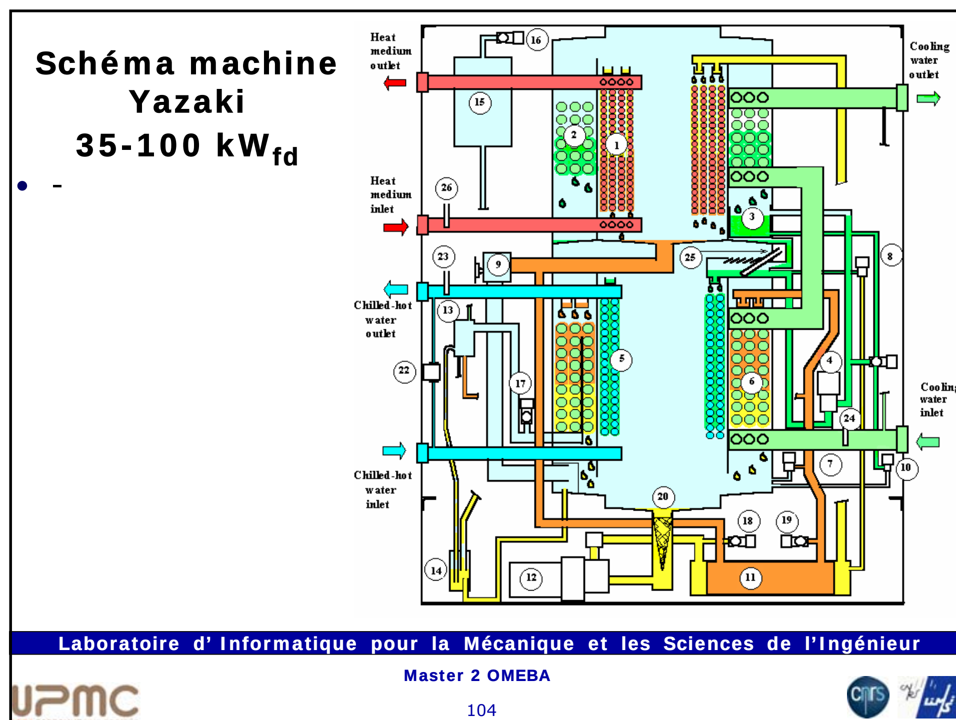
$$\dot q_{a2} = \int_F^A \begin{pmatrix} \dot m_{sol}.c_{p_{sol}(w,T)}.dT + \Delta H.d\dot m_{sol} \\ + c_{p_{vap}}.(T - T_e).d\dot m_{sol} \end{pmatrix}$$

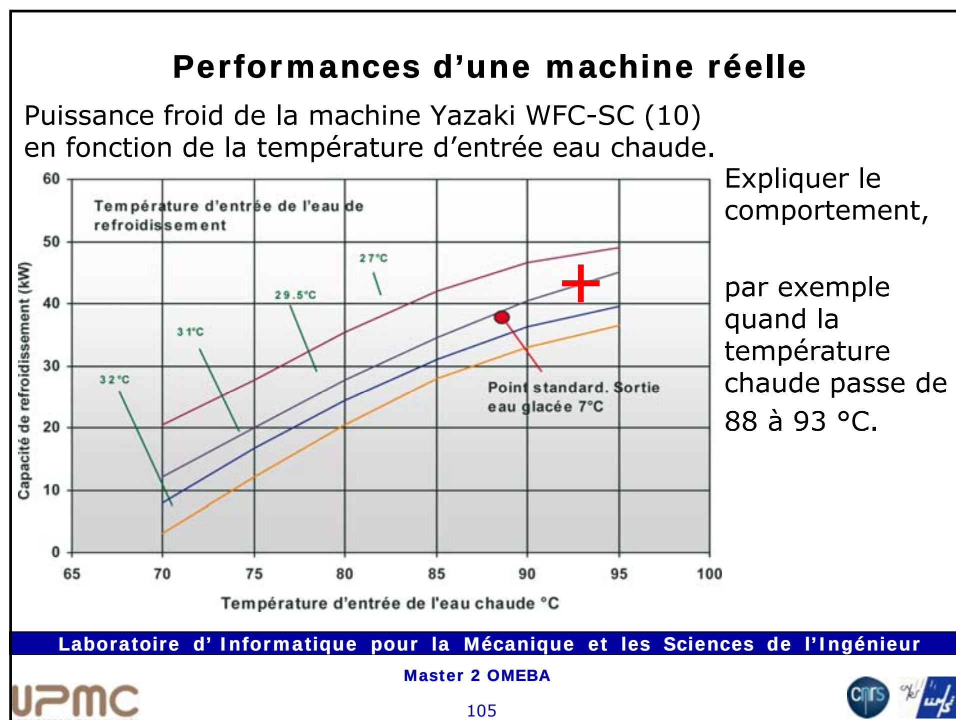
$$\dot q_{a2} = \int_F^A \dot m_s.(1+w).\overline{c_{p_{solFA}}}.dT + \int_F^A \Delta H.d[\dot m_s.(1+w)] + \int_F^A c_{p_{vap}}.(T - T_e).\dot m_s.\left(\frac{\partial w}{\partial T}\right)_P.dT$$

$$\dot q_{a2} = \dot m_s.(1+\overline{w_{FA}}).\overline{c_{p_{solFA}}}.(T_A - T_F) + \overline{\Delta H}.\dot m_s.(w_A - w_F) + c_{p_{vap}}.\left(\overline{T_{abs}} - T_e\right).\dot m_s.(w_A - w_F)$$

$$\dot q_{a2} = \dot m_s.(1+\overline{w_{FA}}).\overline{c_{p_{solFA}}}.(T_A - T_F) + \dot m_s.(w_A - w_F).[\overline{\Delta H}. + c_{p_{vap}}.\left(\overline{T_{abs}} - T_e\right)]$$

Total = $\dot q_A = \dot q_{a1} + \dot q_{a2}$


Schéma machine Yazaki
35-100 kW$_{fd}$
Heat medium outlet
Heat medium inlet
Chilled-hot water outlet
Chilled-hot water inlet
Cooling water outlet
Cooling water inlet
Laboratoire d'Informatique pour la Mécanique et les Sciences de l'Ingénieur
Master 2 OMEBA
104


Performances d'une machine réelle
Puissance froid de la machine Yazaki WFC-SC (10) en fonction de la température d'entrée eau chaude.
Température d'entrée de l'eau de refroidissement
27°C
29.5°C
31°C
32°C
Point standard. Sortie eau glacée 7°C
Capacité de refroidissement (kW)
Température d'entrée de l'eau chaude °C
Expliquer le comportement,
par exemple quand la température chaude passe de 88 à 93 °C.
Laboratoire d'Informatique pour la Mécanique et les Sciences de l'Ingénieur
Master 2 OMEBA
105

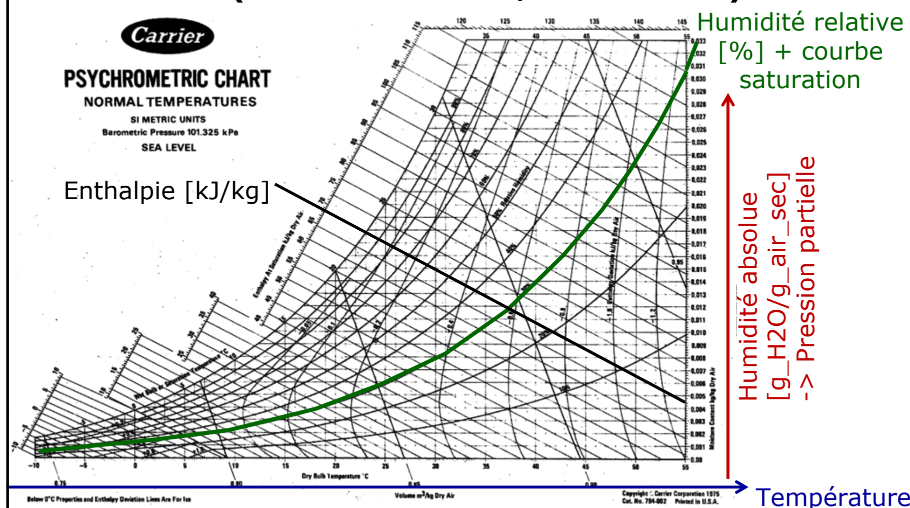
Pression partielle d'eau et humidité relative

- H = humidité absolue [kg_H2O / kg_air_sec]
- M_a = Masse molaire de l'air = 28,97 g / mole.
- M_w = Masse molaire de l'eau = 18,02 g / mole.
- *Air humide à pression atmosphérique p_{atm}.*
- *Pression partielle H2O p_w tel que*
  - *P_w/p_{atm} = Nb moles H2O / Nb moles total (air + H2O)*

$$\frac{p_w}{p_{atm}} = \frac{H / M_w}{H / M_w + 1 / M_a} = \frac{H}{H + M_w / M_a} = \frac{H}{H + 0.622}$$

- *Humidité relative w :* $w = p_w / p_{sat}(T) \leq 1$

Le diagramme psychrométrique (de l'air humide, de Carrier)



Enthalpie de l'air humide

- État de référence T_0 = 0°C (arbitraire en fait), et …
  - 1. Air sec à T_0,
  - 2. Eau liquide à T_0,
- et pour masse de référence : 1 kg d'air sec.

$$h(T,H) = c_{pa}.(T - T_0) + H.\left[L_{evap}(T_0) + c_{pv}.(T - T_0)\right]$$

- c_{pa} = 1.005 kJ.kg^{-1}.K^{-1} ; chaleur massique de l'air sec
  L_{evap} = 2502 kJ.kg^{-1} ; chaleur latente évaporation de l'eau
  c_{pv} = 1.90 kJ.kg^{-1}.K^{-1} ; chaleur massique de la vapeur d'eau

Quelques références, *historiques*, et récentes

Exell, *www.appropedia.org* (?) [cite de nombreux articles H2O+NH3].

Chinnappa, Solar Energy, 1962.

Trombe & Foex, New Courses of Energy, 1964.

Swartman & Swaminathan, Mechanical Engng, 1971.

Farber, ISES Conf. Melbourne Australia, 1970.

Worsøe-Schmidt, Int. J. Refrig., 1979 - Int. J. Ambient Energy, 1983.

Guilleminot & Meunier, Rev. Gén. Thermique, 1981.

Pons & al., J. Solar Energy Engng ASME, 1986, 1987.

Grenier & al., J. Solar Energy Eng. ASME, 1988.

Boubakri & al., Renewable Energy, 1992a,b.

Kodama & al., Int. J. Energy Res., 2000a,b. Adsorption 2005.

Bourdoukan & al., Solar Energy 2009, 2010.

Lucas & al., Eurosun Conf., 2008.

Wang R.Z. et al., Appl. Therm. Engng., 2004, 2006.

Erhard et al., Int. J. Refrig. 1998.

Helm, Schweigler et al., Int. J. Refrig. 2009.

Le Pierrès & al., Int. J. Refrig. 2007, Energy 2007, Chem. Engng Proc. 2008.

Les TASKS No 38 et 48 de l'Agence Int. Énergie (*Int. Energy Agency – Solar Heating and Cooling*)

Intersolar Europe Conf. 2012, Munich